

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Elektrohydraulický pohon zařízení pro překlápění ingotů

Electro – hydraulic Drive of Ingots Tipper Machine

Student: Bc. Zdeněk Kubáň

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing Bohuslav Pavlok, CSc.

Ostrava 2011

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Zdeněk Kubáň**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 16 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Elektrohydraulický pohon zařízení pro překlápění ingotů**
Electro-hydraulic Drive of Ingots Tipper Machine

Zásady pro vypracování:

Navrhnete hydraulický pohon překlápěcího zařízení ingotů pro maximální hmotnost ingotů $m = 47\,000\text{ kg}$.

Vypracujte:

1. Funkční schéma hydraulického obvodu pohonu včetně specifikace hlavních prvků.
2. Výpočet potřebných statických a dynamických parametrů pohonu.
3. Blokové schéma řízení elektrohydraulického pohonu.
4. Konstrukční výkres přímočarého hydromotoru s připojeným řídicím blokem.

Seznam doporučené odborné literatury:

KOLEKTIV AUTORŮ. *Proporcionální technika a servotechnika*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1986. 268 s. ISBN 3-8023-0898-0.

KOLEKTIV AUTORŮ. *Projektování a konstrukce hydraulických zařízení*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1988. 362 s. ISBN 3-8023-02664.

PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy. Díl 2*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.

SIVÁK, V. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB v Ostravě, 1990. 333 s. ISBN 80-7078-037-1.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.**

Konzultant diplomové práce: Ing. Jiří Valošek, Ph.D.

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry

prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školního představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB – TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB –TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst.4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č.111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě:.....

.....

podpis studenta

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KUBÁŇ, Z. *Elektrohydraulický pohon pro překlápění ingotů : diplomová práce.* Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2011, 51 s. Vedoucí práce : Pavlok, B.

Diplomová práce se zabývá návrhem elektrohydraulického pohonu pro překlápění ingotů. Pro pohon zařízení je navržen hydraulický obvod vybavený variabilním hydrogenerátorem jako zdrojem tlaku a průtoku. K řízení rychlosti pohybu je aplikován proporcionální rozváděč. Pohyb překlápěče je vyvozen pomocí přímočarých hydromotorů. Diplomová práce je doplněna hydraulickým schématem a konstrukčním výkresem hydromotoru spolu s řídicím blokem.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

KUBÁŇ, Z. *Electro-hydraulic Drive of Ingots Tipper Machine : Master Thesis.* Ostrava : VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2011, 51 p. Thesis head : Pavlok, B.

Diploma thesis describes the design of an electrohydraulic drive for turnover ingots. Hydraulic circuit is designed to drive the device. This one is equipped with a variable hydrogenerator for source of pressure and flow. There is applied the proportional valve for motion control. The movement of device for turnover is actuate by the linear hydraulic motors. The thesis includes the hydraulic circuit and construction plan of hydraulic motor with control block.

Obsah diplomové práce:

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ	9
ÚVOD	11
1. PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY	12
1.1 Přehled jednotlivých metod řešení	12
1.2 Mechanický způsob překlápění ingotů pomocí samosvorných kleští.....	12
1.3 Elektromagnetický způsob překlápění ingotů pomocí elektromagnetu.....	13
1.4 Elektrohydraulický způsob překlápění ingotů.....	14
1.5 Elektromechanický způsob překlápění	15
1.6 Jiné způsoby překlápění	15
2. ALTERNATIVY HYDRAULICKÉHO ŘEŠENÍ	16
2.1 Navržení vhodných variant pohonu	16
2.1.1. Ventilové řízení.....	16
2.1.2. Objemové řízení.....	18
3. POROVNÁNÍ NAVRŽENÝCH VARIANT A VOLBA ALTERNATIVY ŘEŠENÍ	20
4. STANOVENÍ ZÁKLADNÍCH STATICKÝCH PARAMETRŮ POHONU	21
4.1 Výpočet silových a momentových složek.....	22
5. VÝPOČET KINEMATICKÝCH PARAMETRŮ POHONU.....	26
5.1 Zdvih hydromotoru	27
5.2 Výpočet rychlosti hydromotoru	28
NÁVRH HYDRAULICKÉHO OBVODU.....	29
5.3 Hydromotor	29
5.4 Stanovení průtoku.....	33
5.5 Potrubí	35
5.6 Proporcionální rozváděč	36
5.7 Hydrogenerátor.....	38
5.8 Elektromotor	39
5.9 Nádrž.....	40

5.10	Chlazení pracovní kapaliny	40
6.	TLAKOVÉ ZTRÁTY	42
6.1	Třecí ztráty	42
6.2	Místní ztráty	43
7.	ANALÝZA DYNAMICKÉHO CHOVÁNÍ POHONU	45
7.1	Výpočet redukované hmotnosti	45
7.2	Výpočet výsledné tuhosti	46
7.3	Vlastní frekvence.....	47
ZÁVĚR	49

Seznam použitého značení

Označení	název	měřicí jednotka
a	zrychlení	$[\text{m.s}^{-2}]$
d, D	průměr	$[\text{m}]$
DN	světlost potrubí	$[\text{m}]$
E	modul pružnosti v tahu	$[\text{Pa}]$
f	frekvence	$[\text{s}^{-1}]$
F	síla	$[\text{N}]$
g	tíhové zrychlení	$[\text{m.s}^{-2}]$
G	tíha	$[\text{N}]$
H	zdvih hydromotoru	$[\text{m}]$
i	poloměr setrvačnosti	$[\text{m}]$
J	moment setrvačnosti plochy	$[\text{m}^4]$
k	tuhost	$[\text{N.m}^{-1}]$
	součinitel prostupu tepla	$[\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}]$
	koeficient bezpečnosti	$[1]$
K	objemový modul pružnosti kapaliny	$[\text{Pa}]$
L	délka	$[\text{m}]$
M	moment síly	$[\text{Nm}]$
m	hmotnost	$[\text{kg}]$
n	otáčky	$[1.\text{s}^{-1}]$
p	tlak	$[\text{Pa}]$
Δp	tlakový spád	$[\text{Pa}]$
P	výkon	$[\text{W}]$
Q	objemový průtok	$[\text{m}^3.\text{s}^{-1}]$
R	poloměr otáčení	$[\text{m}]$
	reakce síly	$[\text{N}]$
Re	Reynoldsovo číslo	$[1]$
R_e	mez kluzu v tahu	$[\text{Pa}]$
R_m	mez pevnosti v tahu	$[\text{Pa}]$
S	plocha	$[\text{m}^2]$
t	čas	$[\text{s}]$
	teplota	$[\text{°}]$
U	elektrické napětí	$[\text{V}]$

v	rychlost	$[\text{m.s}^{-1}]$
	výška	$[\text{m}]$
V	objem	$[\text{m}^3]$
x	souřadnice poloha	$[\text{m}]$
y	souřadnice poloha	$[\text{m}]$
α	úhel sklápění	$[\text{°}]$
ε	úhlové zrychlení	$[\text{rad.s}^{-2}]$
η	účinnost	$[1]$
λ	součinitel tření	$[\text{m}]$
μ	součinitel tření	$[\text{m}]$
ρ	hustota	$[\text{kg.m}^{-3}]$
σ	tahové napětí	$[\text{Pa}]$
φ, γ	úhel sklonu	$[\text{°}]$
Φ	tepelný tok	$[\text{W}]$
ω	kruhová frekvence	$[\text{s}^{-1}]$

Úvod

Cílem této diplomové práce je návrh elektrohydraulického pohonu překlápěče ingotů pro potřeby polohové manipulace s ingoty ve strojírenství.

Obsahem zadané práce je problematika týkající se oblasti těžkého průmyslu, jehož odvětvím je v tomto případě hutnictví železa a neželezných kovů a také odvětví těžkého strojírenství, které je nedílnou součástí výroby kovových produktů. V těchto odvětvích je manipulace s ingoty každodenní záležitostí a nezbytnou potřebou. Diplomová práce se proto zabývá návrhem elektrohydraulického pohonu zařízení pro překlápění ingotů. Jde tedy o návrh řešení, které je možné aplikovat v praxi pro potřeby těžkého průmyslu a je v současné době aktuální. Kromě vlastního návrhu řešení podle zadaných parametrů se práce také dále zabývá uvedením možných alternativ a jejich vzájemným porovnáním z určitých hledisek.

1. Přehled současného stavu řešené problematiky

1.1 Přehled jednotlivých metod řešení

1. Mechanickým způsobem

a) samosvorné kleště

b) elektromagneticky

2. Sklápěcí systém

c) mechanický způsob sklápění

d) hydraulický způsob sklápění

3. Jiné způsoby sklápění

1.2 Mechanický způsob překlápění ingotů pomocí samosvorných kleští

Jedná se o způsob manipulace s ingoty v těžkých provozech jako například ve válcovnách, slévárnách nebo kovárnách.

Pro manipulaci se používá tzv. samosvorných kleští, které mohou být v různém provedení přizpůsobeny přesně pro daný druh použití. Tento manipulační prostředek vyžaduje použití jeřábu, nejčastěji však mostového.

Princip funkce spočívá v zavěšení samosvorných kleští na hák jeřábu. Jeřábem se spustí kleště na břemeno, čímž se kleště rozevrou a opětovným zdvihem se kleště začnou uzavírat. Samosvornosti těchto kleští se docílí zdvihem jeřábu, čímž se mechanickým převodem pomocí ramen kleští vytváří tlakový účinek na břemeno. Tlaková síla na uchopení břemene je závislá na hmotnosti břemene, tedy tlaková síla na břemeno roste s jeho hmotností. Kromě hmotnosti zde také hraje významnou roli drsnost povrchu břemene, takže princip činnosti je tedy závislý na existenci smykového tření. Vezmeme-li však v úvahu skutečnost, že povrch ingotů je většinou dosti hrubý, tak zjistíme že podmínky pro použití tohoto manipulačního prostředku jsou téměř vždy splněny a také i proto je tento způsob manipulace velmi často používán např. v kovárnách.

Předností použití tohoto prostředku pro manipulaci je především jeho jednoduchost, nenáročnost na provoz a také odvíjející se cena. Mezi další výhody lze uvést např. spolehlivost, jednoduchá obsluha, dlouhá životnost, možnost použití pro vysoký rozsah teplot bez výrazného vlivu na funkčnost.

K nevýhodám lze uvést omezené požití např. při konicky se měnícím průřezu břemene nebo nebezpečí pádu při nesprávném upnutí obsluhou. Nosnost těchto kleští je ovšem limitována jejich konstrukcí.

Typ možného provedení je uveden na obrázku 1.1.



Obr. 1.1 Automatické kleště [9]

1.3 Elektromagnetický způsob překlápění ingotů pomocí elektromagnetu

Elektromagnetická manipulace ingotů se používá především pro méně rozměrné ingoty s nižšími teplotami, tedy přibližně do teplot 500°C.

Princip manipulace s hmotnými břemeny je u tohoto způsobu založen na vzniku vzájemného magnetického silového působení mezi elektromagnetem a manipulovaným předmětem. Je tedy zřejmé, že nezbytnou podmínkou pro tento druh manipulace je vznik

vzájemného magnetického pole. Z principu činnosti je tedy patrné, že tento způsob manipulace je možné aplikovat pouze u takových materiálů, které vykazují feromagnetické vlastnosti a proto se toto použití provádí především u slitin železa popř. jiných feromagnetických látek jako jsou např. Ni a Co.

Tento způsob použití se často používá k přepravě a manipulaci ocelových ingotů nebo-li také bram ve válcovnách plechů. Elektromagnet je většinou zavěšen buď přímo na hák jeřábu nebo se použije soustava magnetů upevněných na příčníku, který je potom zavěšen na hák jeřábu.

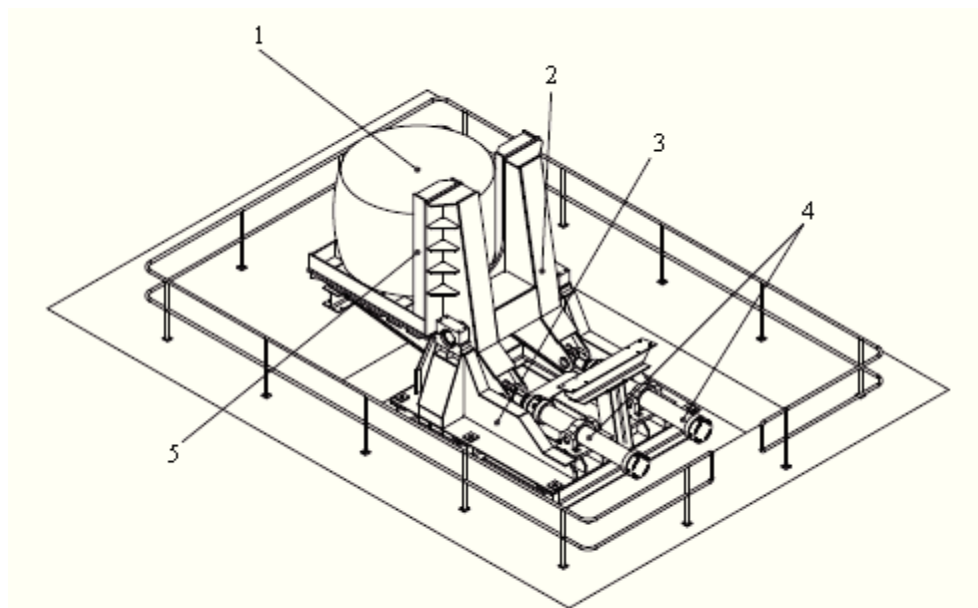
K výhodám tohoto systému lze uvést např. samoobslužnou manipulaci, možnost manipulace s tvarovými a rozměrnými výrobky (plechy), u kterých není možný jiný způsob manipulace. Hlavními nevýhodami zde jsou nutnost záložního zdroje elektrického napětí, závislost na přímém styku celé plochy elektromagnetu s povrchem manipulovaného předmětu. K dalším velkým nevýhodám patří značné omezení použití pro vyšší rozsah teplot, nemožnost použití pro neferomagnetické materiály.

1.4 Elektrohydraulický způsob překlápění ingotů

Jedná se o elektrohydraulické zařízení zhotovené výlučně pro manipulaci ingotů firmou KonCad nazývané jako obraceč ingotů.

Zařízení slouží k otáčení ingotů z vertikální polohy do polohy horizontální tedy otáčení o 90° a pro jejich další zpracování, např. pro odpálení hlavy ingotu plamenem a možnost dalšího tváření.

Dané zařízení na obr. 1.2 je určeno k otáčení ingotů v ocelárně Metal Ravne ve Slovinsku. Zařízení je konstruováno pro maximální hmotnost ingotu 45 tun s rozměry délky 2 metry a výšky 2,6 metru. Teplota ingotu se pohybuje kolem 1000°C a doba sklápění trvá 150 vteřin. Sklápěč je tvořen pevným ocelovým rámem poz. 2 a sklopným rámem poz. 3. Samotné části konstrukce jsou vyrobeny z válcovaných profilů a plechů z oceli. Prostor pro ukládání ingotu poz. 1 je tvořen žáruvzdornou vyzdívkou poz. 5. Pohon celého zařízení je elektrohydraulický, překlápění se uskutečňuje pomocí dvou přímočarých hydromotorů poz. 4.



Obr. 1.2 Obraceč ingotů [8]

1 – ingot , 2 – sklopný rám , 3 – pevný rám , 4 – hydromotory , 5 – žáruvzdorná vyzdívka

1.5 Elektromechanický způsob překlápění

Jde o sklápěcí zařízení pro otáčení ocelových bubnů zhotovené firmou KonCad. Zařízení je konstrukčně přibližně shodné se zařízením pro otáčení ingotů s hydraulickým pohonem. Hlavním rozdílem je elektro-převodový pohon. Princip činnosti je totožný jako u hydraulického pohonu.

I když toto zařízení je určeno pro manipulaci a polohování s ocelovými bubny a není určeno pro manipulaci s horkými ingoty bylo by však možné použít tento druh pohonu pro překlápění ingotů.

1.6 Jiné způsoby překlápění

Jinými způsoby překlápění ingotů jsou míněny nestandardní avšak i přesto aplikované způsoby manipulace s hmotnými břemeny.

Jedním z těchto způsobů je převrácení ingotů jeřábem z jeho vertikální polohy do horizontální pomocí vázacích prostředků určených pro přepravu břemen. Podstatou je manipulace vázacími řetězy zapnutými pod patu ingotu v jeho okrajové části a následné převržení ingotu zdvihem jeřábu.

2. Alternativy hydraulického řešení

Z předcházejících způsobů řešení vyplývají dvě alternativy řešení, které by mohly být použity pro pohon hydraulického zařízení pro překlápění ingotů:

1. ventilové řízení – tedy primárním řízením tlaku a průtoku kapaliny
2. objemové řízení – tedy řízením geometrického objemu hydrogenerátoru nebo hydromotoru a nebo změnou geometrického objemu obou převodníků

Obě dvě alternativy lze však ještě blíže rozdělit na:

- klasická řídicí technika
- proporcionální řídicí technika

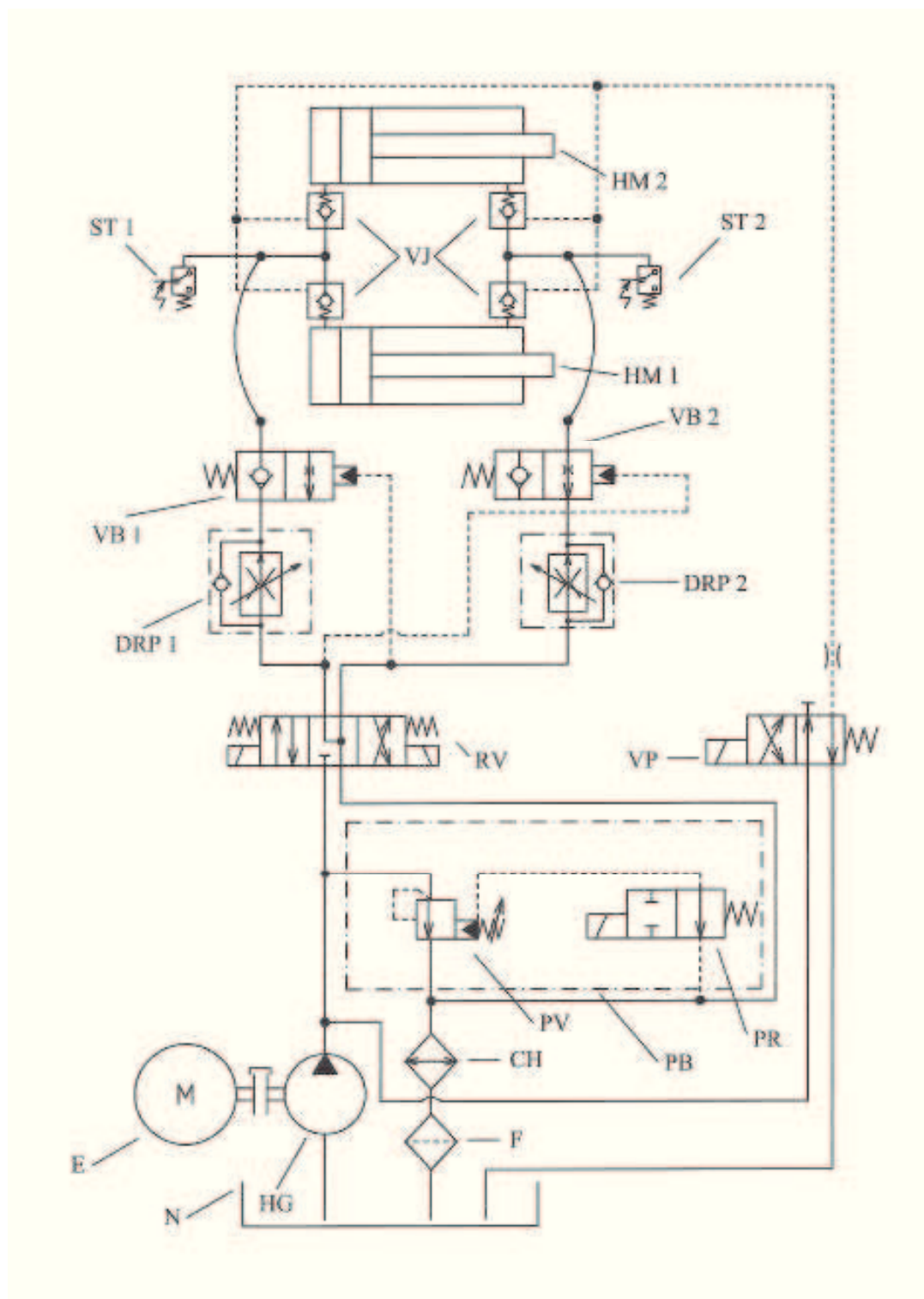
2.1 Navržení vhodných variant pohonu

Pro pohon elektrohydraulického překlápěče jsem navrhl následující varianty řešení, které využívají dvě možnosti řízení. S ohledem na potřeby a cenu daného zařízení je využita k řešení pouze klasická a proporcionální řídicí technika. U obou variant se uvažuje, že se jedná o shodné zařízení se stejnými vstupními hodnotami parametrů.

Překlápěcí zařízení je obdobou již zmíněného hydraulického překlápěče po stránce konstrukce a základních mechanických funkcí. Vzhledem k podmínkám, ve kterých bude dané zařízení pracovat se použije pro oba druhy pohonu syntetická těžkozápalná a biologicky odbouratelná hydraulická kapalina.

2.1.1 Ventilové řízení

Obvod s ventilovým řízením, je zobrazen pomocí schéma na obr. 2.1, kdy je použit neregulační hydrogenerátor *HG* s konstantním geometrickým objemem, jehož zdrojem mechanické energie je trojfázový asynchronní elektromotor *E*.



Obr. 2.1 Schéma obvodu s ventilovým řízením

N – nádrž, HG – hydrogenerátor, E – elektromotor, DRP – dvoucestný regulátor průtoku, HM – hydromotor, PB – pojistný blok, VP – pilotní ventil, ST – tlakový spínač, VJ – řízený jednosměrný ventil, CH – chladič, F – filtr, RV – rozváděč, VB – brzdící ventil, PR – rozváděč pojistného ventilu, PV – pojistný ventil

Tlaková kapalina je dopravována přes rozváděč *RV*, regulátory průtoku *DRP*, brzdící ventily *VB1* a *VB2* a řízené jednosměrné ventily *VJ* k hydromotorům *HM1* a *HM2*. Řízení směru pohybu je závislé na úvrati šoupátka rozváděče. Velikost průtoku a tím tedy i rychlost pohybu hydromotorů je dána polohou nastavení dvoucestných regulátorů průtoku, které současně zajišťují konstantní rychlost při změně zatěžující síly. Požadovaná rychlost pohybu hydromotorů a tím tedy i průtok je nastaven regulátorem průtoku a nadbytečný průtok se odvádí přes pojistný ventil pojistného bloku *PB* zpět do nádrže *N*. Brzdné ventily plní funkci pro bezpečné překlápění ingotu, kdy v závislosti na poloze těžiště se mění tlakové poměry v hydromotorech a tím i velikost a smysl zatížení. Tlakové spínače *ST1* a *ST2* kontrolují maximální dovolený tlak v hydromotorech a chrání tak případné porušení pryžových hadic. Jednosměrné ventily externě řízené zajišťují stálou polohu nezávisle na zdroji tlakové kapaliny a zabraňují nebezpečí náhlého pádu obdobně jako brzdící ventily.

2.1.2 Objemové řízení

U obvodu s objemovým řízením na obr. 2.2 je použito regulačního hydrogenerátoru *HG* s proměnným geometrickým objemem a regulací na konstantní tlak. Pro pohon hydrogenerátoru je opět použito asynchronního trojfázového elektromotoru *E*. V nezatíženém stavu, tj. kdy rozváděč *PRV* je ve středové poloze, prochází kapalina přes rozváděč *PR* pojistného bloku *PB*. Pojistný ventil *PV* pojistného bloku je vyřazen z funkce a tak nedochází k výraznému ohřevu kapaliny. Při přesunutí rozváděče pojistného bloku je kapalina regulačním hydrogenerátorem *HG* dopravována k rozváděči *PRV*, dále pak k brzdícím ventilům *VB1* a *VB2* a pak přes jednosměrné ventily *VJ* do hydromotorů *HM1* a *HM2*, čímž dochází k vysouvání resp. zasouvání pístnic hydromotorů. Jednosměrné řízené ventily jsou řízeny pomocí pilotního ventilu *VP*. Regulační hydrogenerátor zde také plní regulaci na konstantní tlak. Pohyb hydromotorů je synchronní což je zajištěno tuhou vazbou. Rychlost pohybu hydromotorů lze nastavit řídicím proudem proporcionálního rozváděče a tím odpovídající průtok. Pomocí tlakového kompenzátoru *TK* je zajištěna stabilizace tlakového spádu na proporcionálním rozváděči a tím je zaručena konstantní rychlost pohybu bez ohledu na změny zatížení hydromotorů. Stejně jako u ventilového řízení je zde pro ochranu hadic použito tlakových spínačů *ST1* a *ST2*.

3. Porovnání navržených variant a volba alternativy řešení

Navržené hydraulické obvody jsou ve své koncepci téměř shodné a s výjimkou několika málo prvků se vzájemně odlišují. Pro porovnání a zhodnocení navržených hydraulických obvodů navrhuji vhodná kritéria:

- Energetická náročnost
- Přesnost řízení
- Teplotní zatížení
- Pořizovací cena

Pro zhodnocení uvedených kritérií zvolím bodový systém se stupnicí bodů 1 – 5. Pro názornost a přehlednost je celkové zhodnocení uvedeno v tabulce 3.1.

Tab. 3.1 Vzájemné porovnání navržených obvodů

Zvolené kritérium	Ventilové řízení	Body	Objemové řízení	Body
Energetická náročnost	maximální účinnost 38% velká ztrátová energie	2	maximální účinnost 66,7% hospodárnější provoz nižší hmotnost agregátu	4
Přesnost řízení	nepřesnost 2 - 5% nespojité řízení průtoku vyšší tlakové špičky nízká citlivost	3	nepřesnost 7 - 11% nižší tlakové špičky spojité řízení	2
Teplotní zatížení	vysoký ohřev kapaliny vyšší nároky na chlazení	1	menší ohřev kapaliny lepší chlazení	4
Cena	nižší pořizovací náklady	3	vyšší cena pořízení	2
Výsledné bodové hodnocení		9	Výsledné bodové hodnocení	12

Na základě výsledného zhodnocení obou variant pro zvolená kritéria pomocí bodového systému je evidentní, který systém řízení je pro daný případ efektivnější.

V předcházejících kapitolách jsem se zabýval různými možnostmi řešení pro zadané téma diplomové práce. Největší pozornost jsem však věnoval způsobu řešení, který se zakládá na principu hydraulického pohonu.

Vzhledem k výsledkům bodového hodnocení volím alternativu elektrohydraulického pohonu s objemovým řízením již se budu v dalších kapitolách podrobněji zabývat.

4. Stanovení základních statických parametrů pohonu

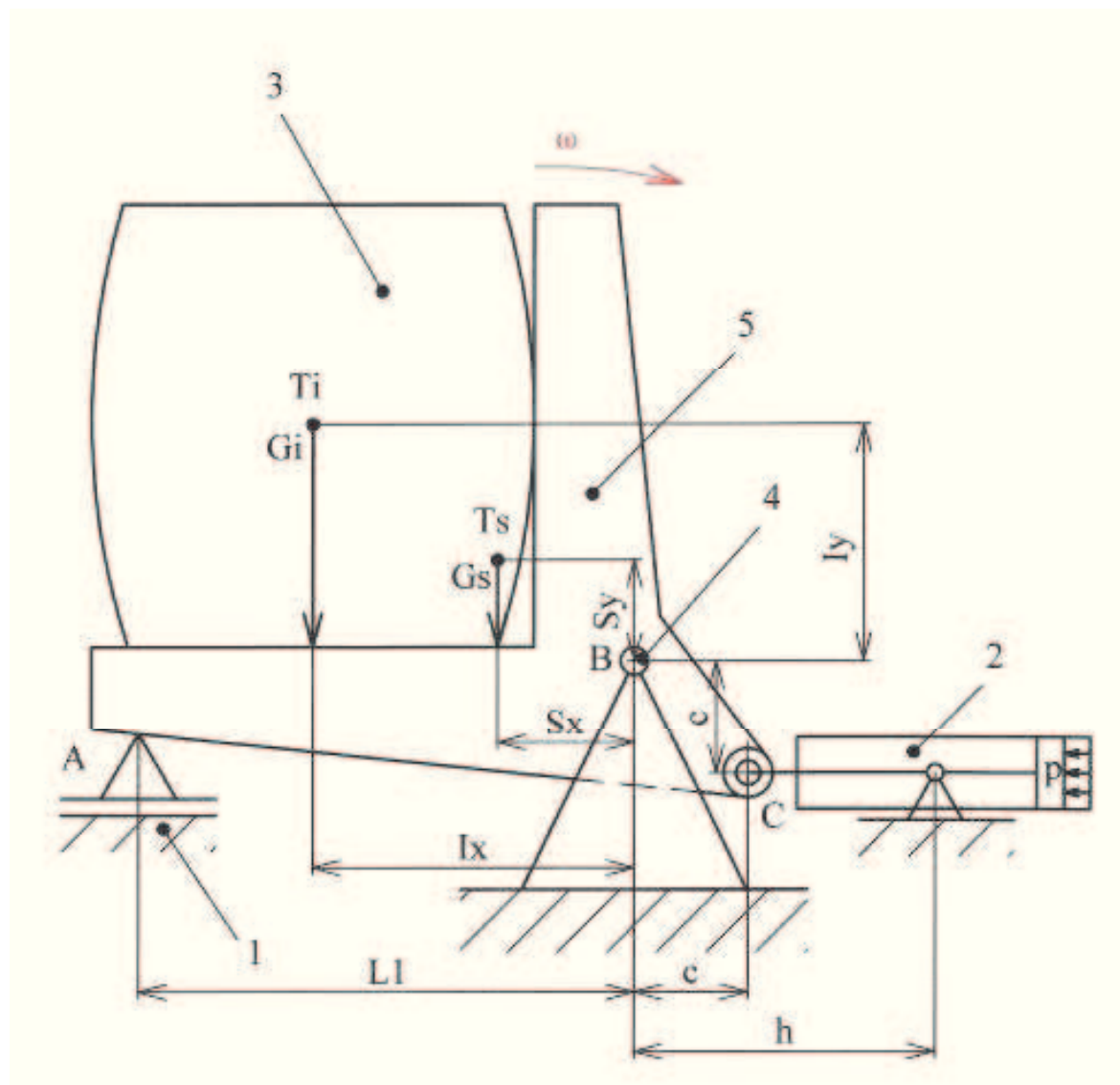
Zadané hodnoty

Tab. 4.1 Tabulka zadaných hodnot

Parametr	hodnoty	jednotky
Rozměry ingotu	Ø 2,4 x 1,33	[m]
Hmotnost ingotu m_I	47 000	[kg]
Hmotnost sklápěče m_S	13 000	[kg]
Úhel překlápění α	90	[°]
Doba sklápění t_{1MAX}	160	[s]
Doba zpětného sklápění t_{2MAX}	130	[s]
Ovládací napětí U_C	24 DC	[V]
Napájecí napětí U_N	400 AC	[V]
Maximální vzdálenost tlakového zdroje od hydromotorů L_V	10	[m]
Prostředí	hutní	[-]
Vzdálenost podpěry od osy otáčení L_1, L_2	2,32	[m]
Vzdálenost oka pístnice od osy otáčení c	0,8	[m]
Vzdálenost čepu uchycení hydromotoru od osy otáčení h	2,1	[m]
Poloha těžiště sklápěče S_X	0,785	[m]
Poloha těžiště sklápěče S_Y	0,229	
Poloha těžiště ingotu I_X	1,73	[m]
Poloha těžiště ingotu I_Y	0,682	

K základním statickým parametrům, které budu pro návrh pohonu zařízení potřebovat jsou následující:

- stanovení podmínek rovnováhy sil, případně určení reakcí
- určení momentů sil k ose překlápění
- stanovení velikosti síly hydromotoru pro pohon zařízení

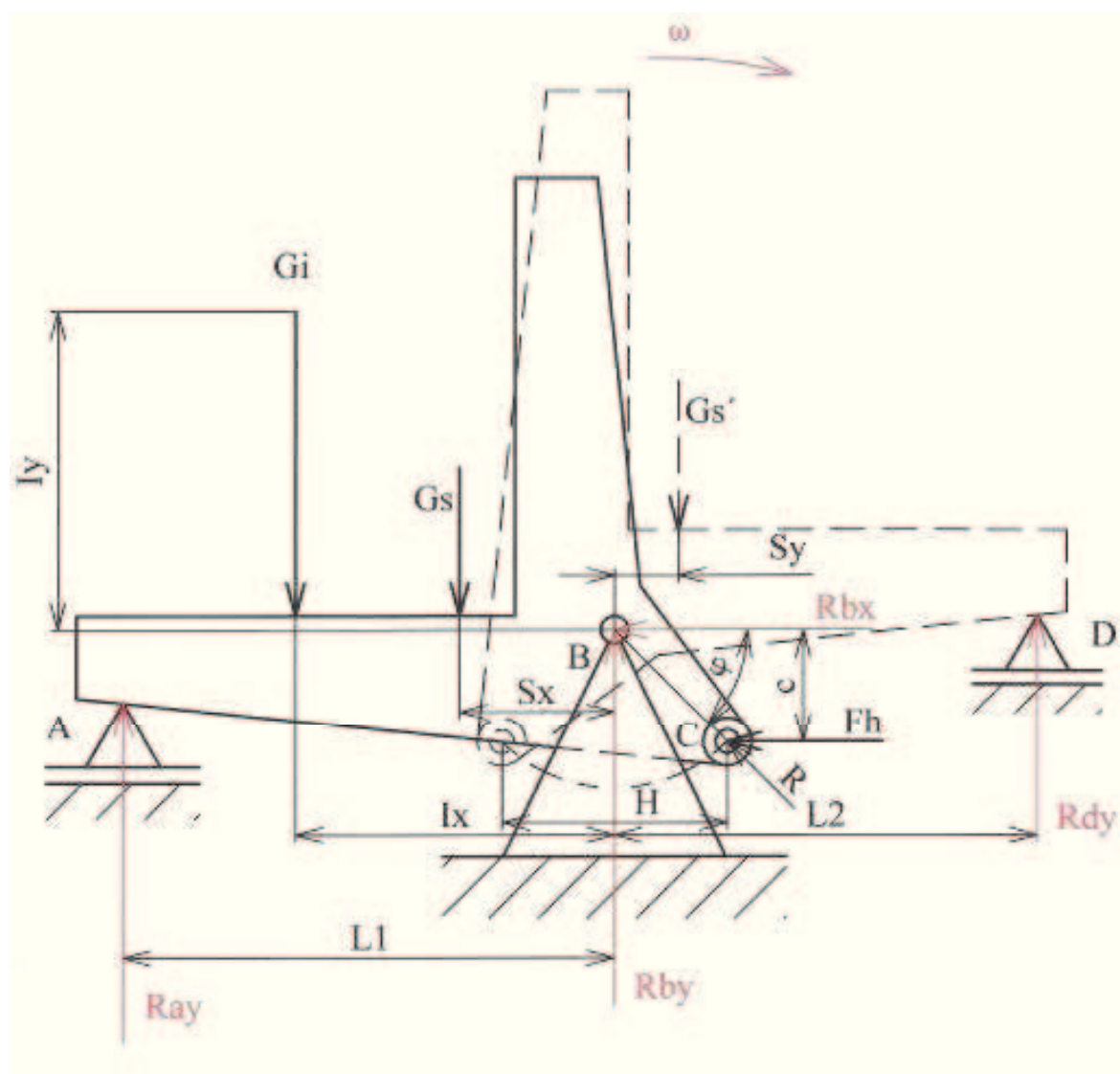


Obr. 4.1 Schéma překlápěče

1 – pevný rám , 2 – hydromotor, 3 – ingot, 4 – otočný čep, 5 – sklopný rám

4.1 Výpočet silových a momentových složek

Kinematické schéma překlápěče ingotů představuje z hlediska silového působení obecnou rovinnou soustavu sil. Pro statické řešení soustavy sil včetně výpočtu reakcí používáme metodu uvolňování. Celé kinematické schéma si překreslíme do následujícího tvaru podle obr. 4.2.



Obr. 4.2 Schéma pro stanovení silových poměrů

Určení reakcí a podmínek statické rovnováhy

Reakce v podporách vypočtu pro stav, kdy síla $F_h = 0$

Tíha ingotu

$$G_i = m_i \cdot g \quad (4.1)$$

$$G_i = m_i \cdot g = 47000 \cdot 9,81 = N$$

Tíha sklápěče

$$G_s = m_s \cdot g = 13000 \cdot 9,81 = N$$

Podmínky statické rovnováhy

$$\sum F_{ix} = 0 \quad (4.2)$$

$$R_{BX} - F_h = 0$$

$$R_{BX} - 0 = 0 \Rightarrow R_{BX} = 0 \text{ N}$$

$$\sum F_{iy} = 0 \quad (4.3)$$

$$R_{AY} + R_{BY} - G_i - G_s = 0$$

$$\sum M_B = 0 \quad (4.4)$$

$$R_{AY} \cdot L - G_i \cdot I_x - G_s \cdot S_x + F_h \cdot c = 0$$

$$R_{AY} = \frac{G_i \cdot I_x + G_s \cdot S_x - F_h \cdot c}{L} = \frac{461070 \cdot 1,73 + 127530 \cdot 0,785 - 0}{2,32} = 386966,444 \text{ N}$$

$$R_{BY} = G_i + G_s - R_{AY} = 461070 + 127530 - 386966,444 = 201633,556 \text{ N}$$

Sklápění ingotu

Stanovení hnací síly ($R_{AY} = 0$)

$$\sum M_B = 0 \quad R_{AY} \cdot L - G_I \cdot I_X - G_S \cdot S_X + F_h \cdot c = 0$$

$$F_h = \frac{G_I \cdot I_X + G_S \cdot S_X - R_{AY} \cdot L}{c} = \frac{461070 \cdot 1,73 + 127530 \cdot 0,785 - 0 \cdot 2,32}{0,8}$$

$$F_h = 1122202,69 \text{ N}$$

Síla na jeden hydromotor

$$F_1 = \frac{F_h}{2} = \frac{1122202,69}{2} = 561101,395 \text{ N}$$

Moment hnacích sil k ose rotace

$$M_H = F_h \cdot c \quad (4.5)$$

$$M_H = 1122202,69 \cdot 0,8 = 897762,152 \text{ Nm}$$

Zpětné sklápění

Stanovení hnací síly ($R_{DY} = 0$)

$$\sum M_B = 0 \quad R_{DY} \cdot L_2 - G_S \cdot S_Y + F_R \cdot c = 0$$

$$F_Z = \frac{G_S \cdot S_Y - R_{DY} \cdot L_2}{c} = \frac{127530 \cdot 0,229 - 0 \cdot 2,32}{0,8} = 36505,462 \text{ N}$$

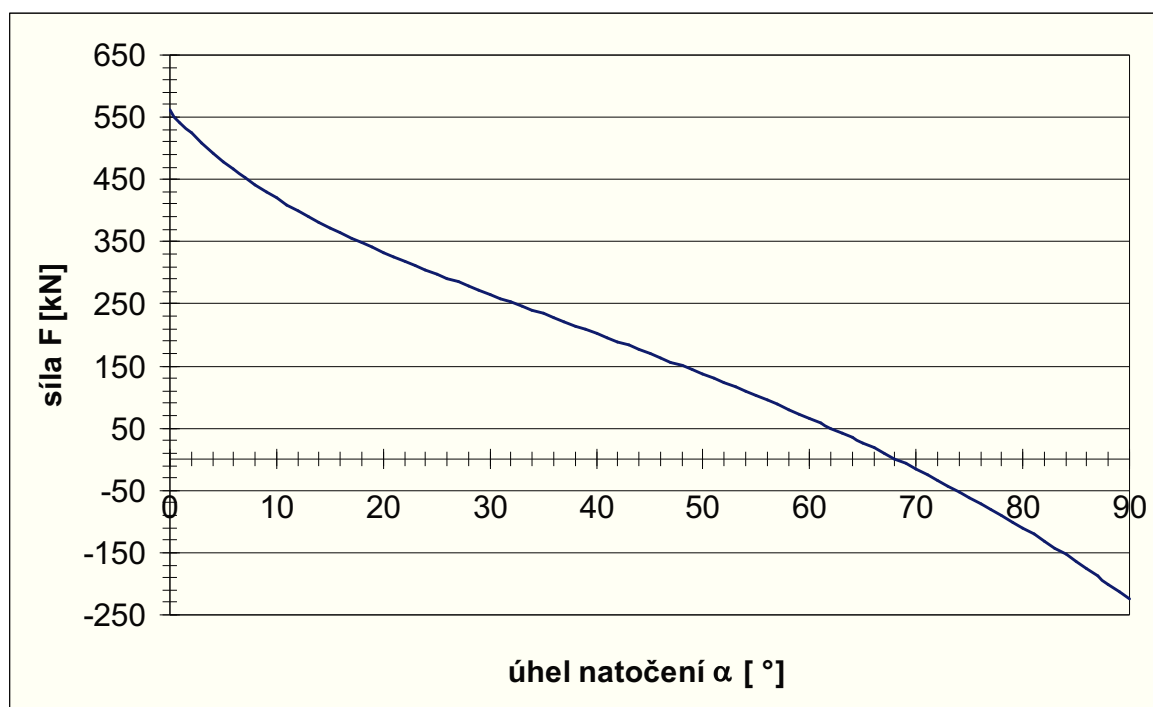
Síla na jeden hydromotor

$$F_2 = \frac{F_Z}{2} = \frac{36505,462}{2} = 18252,731 \text{ N}$$

Moment hnacích sil k ose rotace

$$M_H = F_h \cdot c = 36505,462 \cdot 0,8 = 29204,370 \text{ Nm}$$

Grafické znázornění průběhu velikosti zatěžujících sil a jejich závislosti na poloze sklápěče pro jeden hydromotor je uveden na obr. 4.3.



Obr. 4.3 Znázornění průběhu síly během zdvihu

5. Výpočet kinematických parametrů pohonu

Z kinematických parametrů nás bude především zajímat potřebný zdvih hydromotoru a rychlosti pohybu hydromotoru. Pracovní zdvih hydromotoru vychází ze závislosti na úhlu sklápění. Při zdvihu hydromotoru se bude oko pístnice (bod C) pohybovat po kružnici na příslušném poloměru.

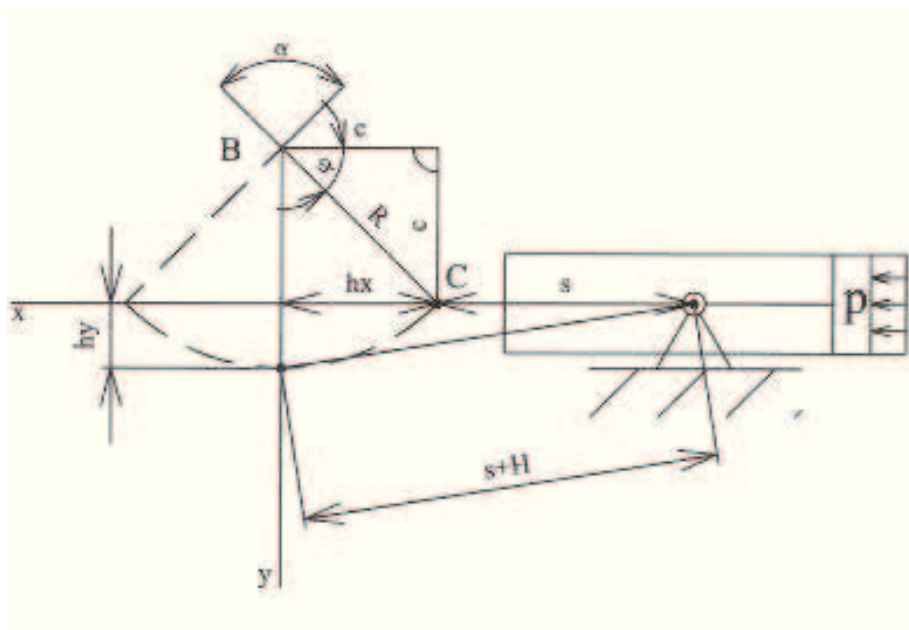
Poloměr otáčení k bodu C

$$R = \sqrt{c^2 + c^2} \quad (5.1)$$

$$R = \sqrt{0,8^2 + 0,8^2} = 1,131 \text{ m}$$

5.1 Zdvih hydromotoru

Při pohybu po kružnici dochází ke dvěma vzájemným pohybům ve dvou na sebe kolmých směrech v ose x a y jak znázorňuje obr. 5.1.



Obr. 5.1 Schéma k výpočtu zdvihu hydromotoru

Zdvih ve směru osy x

$$\cos \varphi = \frac{c}{R} \quad (5.2)$$

$$c = R \cdot \cos \varphi$$

$$H_x = c - R \cdot \cos(\varphi + \alpha) = 0,8 - 1,131 \cdot \cos(45 + 90) = 1,6 \text{ m}$$

Zdvih ve směru osy y

$$\sin \varphi = \frac{c}{R} \quad (5.3)$$

$$H_y = c - R \cdot \sin(\varphi + \alpha) = 0,8 - 1,131 \cdot \sin(45 + 90) = 0 \text{ m}$$

Celkový zdvih

$$H = \sqrt{(s + H_x)^2 + H_y^2} - s = \sqrt{(1,3 + 1,6)^2 + 0^2} - 1,3 = 1,6 \text{ m}$$

5.2 Výpočet rychlosti hydromotoru

Výpočet rychlosti hydromotoru pro vysouvání a zasouvání vypočtu na základě zadaných hodnot času.

Dobu pro vysouvání volím $t_1 = t_{1MAX} = 160 \text{ s}$

Rychlost hydromotoru při vysouvání

$$v_1 = \frac{H_1}{t_1} \quad (5.4)$$

$$v_1 = \frac{1,6}{160} = 0,01 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Dobu pro vysouvání volím $t_2 = t_{2MAX} = 130 \text{ s}$

$$v_1 = \frac{1,6}{130} = 0,0123 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

V průběhu sklápění se při otáčivém pohybu mění poloha těžiště ingotu a poloha těžiště sklápěče vzhledem ke středu otáčení. Na základě této skutečnosti je zřejmé, že v závislosti na úhlu otočení a tím tedy i zdvihu se mění zatěžující síla. Přehled změn jednotlivých statických a kinematických parametrů při sklápění ingotu je zobrazen v tabulce 5.1.

Tab. 5.1 Průběh změn kinematických a statických parametrů

poloha	rameno tíhy sklápěče	rameno tíhy ingotu	zdvih	moment sklápěče	moment ingotu	síla na jeden hydromotor
α [°]	S_x [m]	I_x [m]	H [m]	M_s [Nm]	M_i [Nm]	F_1 [N]
0	0,7850	1,7300	0	100111,050	797651,100	561,101
5	0,7621	1,6609	0,743	97184,769	765803,225	478,936
10	0,7333	1,5792	0,156	93518,853	728127,124	419,326
15	0,6990	1,4855	0,244	89141,202	684909,537	372,507
20	0,6593	1,3804	0,337	84085,132	636479,375	333,157
25	0,6147	1,2649	0,433	78389,124	583205,220	298,132
30	0,5653	1,1397	0,530	72096,527	525492,521	265,457
35	0,5117	1,0059	0,629	65255,233	463780,507	233,817
40	0,4541	0,8644	0,727	57917,306	398538,843	202,291
45	0,3932	0,7163	0,825	50138,594	330264,058	170,196
50	0,3292	0,5628	0,922	41978,297	259475,764	136,989
55	0,2627	0,4050	1,017	33498,520	186712,703	102,208
60	0,1942	0,2441	1,110	24763,799	112528,645	65,430
65	0,1242	0,0813	1,200	15840,610	37488,177	26,231
70	0,0533	-0,0821	1,287	6796,865	-37837,599	-15,840
75	-0,0180	-0,2448	1,371	-2298,609	-112875,409	-61,295
80	-0,0892	-0,4057	1,451	-11376,589	-187054,168	-110,745
85	-0,1597	-0,5635	1,528	-20367,986	-259809,332	-164,948
90	-0,2290	-0,7170	1,600	-29204,370	-330587,190	-224,870

6. Návrh hydraulického obvodu

Na základě zhodnocení uvedených variant a navržených koncepcí hydraulických obvodů vychází návrh hydraulického obvodu z koncepce obvodu s objemovým řízením podle obr. 2.2. Schéma hydraulického obvodu tvoří samostatnou přílohu.

6.1 Hydromotor

Pro vyvození silového účinku zvolím dva přímočaré, dvojčinné hydromotory s uchycením pomocí otočných čepů s ohledem na uzpůsobení konstrukce rámu překlápěče.

Výpočet parametrů hydromotoru

Pro výpočet hydromotoru volím pracovní tlak v hydromotoru $p_{MAX} = 16 \text{ MPa}$

Plocha pístu

$$p_{MAX} = \frac{F_1}{S_1} \quad (6.1)$$

$$S_1 = \frac{561101,344}{16 \cdot 10^6} = 0,035069 \text{ m}^2$$

Průměr pístu

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} \quad (6.2)$$

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,035069}{\pi}} = 0,211 \text{ m}$$

Plocha mezikruží

Volím poměr ploch 2:1

$$S_2 = \frac{S_1}{2} = \frac{0,035069}{2} = 0,01753 \text{ m}^2$$

Průměr pístitnice

$$S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \quad (6.3)$$

$$d = D^2 \sqrt{\frac{4 \cdot S_2^2}{\pi}} = 0,0211308^2 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 0,01753^2}{\pi}} = 0,149 \text{ m}$$

Návrh přímočarého hydromotoru

Hydromotor HYDRAULICS typ MT4

Volím hydromotor typu MT4 s uchycením pomocí otočných čepů. Parametry potřebné k výpočtu jsou uvedeny v tabulce 6.1, zbývající parametry jsou dány objednacím kódem ve specifikační listině.

Tab. 6.1 Parametry přímočarého hydromotoru [3]

Ø pístu [mm]	Ø pístnice [mm]	Zdvih [mm]	Maximální tlak [mm]	Délka hydromotoru v zasunuté poloze [mm]
250	160	1600	30	2561

Skutečné tlakové spády na jeden hydromotor při vysouvání

$$\Delta p_{HMV} = \frac{F_1}{S_{S1}} = \frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot D_s^2} = \frac{4 \cdot 561101,344}{\pi \cdot 0,25^2 \cdot 10^6} = 11,430 \text{ MPa}$$

Skutečné tlakové spády v hydromotoru při zasouvání

$$\Delta p_{HMZ} = \frac{F_2}{S_{S2}} = \frac{4 \cdot F_2}{\pi \cdot (D_s^2 - d_s^2)} = \frac{4 \cdot 18252,731}{\pi \cdot (0,25^2 - 0,16^2) \cdot 10^6} = 0,629 \text{ MPa}$$

Kontrola pístnice na vzpěrnou pevnost

Při velkých zdvizech (zdvihy dle požadavku zákazníka) hydromotoru je nutné provádět kontrolu na vzpěrnou pevnost.

Z grafu na obr. 4.3 je zřejmé, že největší hodnota zdvihu, kdy pístnice hydromotoru je ještě namáhána zatěžující silou na vzpěr, je přibližně při úhlu natočení $\alpha = 68^\circ$.

Zdvih pro $\alpha = 68^\circ$

Výpočet zatěžující síly

Poloměr pohybu těžiště sklápěče

$$R_s = \sqrt{S_x^2 + S_y^2} = \sqrt{0,785^2 + 0,229^2} = 0,817 \text{ m}$$

Poloměr pohybu těžiště ingotu

$$R_I = \sqrt{I_x^2 + I_y^2} = \sqrt{1,73^2 + 0,717^2} = 1,872 \text{ m}$$

Úhel sklonu poloměru těžiště sklápěče vzhledem k ose x

$$\alpha_s = \arctg \frac{S_y}{S_x} = \arctg \frac{0,229}{0,785} = 16,26^\circ$$

Úhel sklonu poloměru těžiště ingotu vzhledem k ose x

$$\alpha_I = \arctg \frac{I_y}{I_x} = \arctg \frac{0,717}{1,73} = 22,51^\circ$$

Rameno momentu sklápěče k ose x

$$D_s = R_s \cdot \cos(\alpha_s + 68) = 0,817 \cdot \cos(16,26 + 68) = 0,0817 \text{ m}$$

Rameno momentu ingotu k ose x

$$D_I = R_I \cdot \cos(\alpha_I + 68) = 1,872 \cdot \cos(22,51 + 68) = -0,0166 \text{ m}$$

Odklon hydromotoru od osy x

$$\gamma = \arcsin \frac{H_y}{s + H} = \arcsin \frac{0,241}{1,3 + 1,253} = 5,416^\circ$$

Rameno hnací síly

$$D_H = R \cdot \sin(\varphi + \gamma + 68) = 1,131 \cdot \sin(45 + 5,416 + 68) = 0,994 \text{ m}$$

Zatěžující síla

$$F = \frac{G_I \cdot D_I + G_S \cdot D_S}{D_H} = \frac{461070 \cdot (-0,0166) + 127530 \cdot 0,0817}{0,994} = 1364 \text{ N}$$

Zdvih ve směru osy x

$$H_x = c - R \cdot \cos(\varphi + \alpha) = 0,8 - 1,131 \cdot \cos(45 + 68) = 1,242 \text{ m}$$

Zdvih ve směru osy y

$$H_y = c - R \cdot \sin(\varphi + \alpha) = 0,8 - 1,131 \cdot \sin(45 + 68) = -0,241 \text{ m}$$

Celkový zdvih

$$H = \sqrt{(s + H_x)^2 + H_y^2} - s = \sqrt{(1,3 + 1,242)^2 + (-0,241)^2} - 1,3 = 1,253 \text{ m}$$

Vzdálenost oka pístnice od otočného čepu hydromotoru

$$X_v = h - c = 2,1 - 0,8 = 1,3 \text{ m}$$

Redukovaná délka

$$L_R = X_v + H = 1,3 + 1,253 = 2,553 \text{ m}$$

Poloměr setrvačnosti

$$i = \sqrt{\frac{J}{S}} = \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot d^4}{64}}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}} = \sqrt{\frac{d^2}{16}} = \frac{d}{4} = \frac{160}{4} = 40 \text{ m} \quad (6.4)$$

Štíhlost pístnice

$$\lambda = \frac{L_R}{i} = \frac{2553}{40} = 63,825 \quad (6.5)$$

Materiál pístnice je 20MnV6 (podle ČSN podobný oceli 13 220)

Mez kluzu $R_e > 380 \text{ MPa}$

Mez pevnosti v tahu $R_m = 500 - 700 \text{ MPa}$

Kritické napětí dle Tetmajera

$$\sigma_{kr} = 589 - 3,82 \cdot \lambda = 589 - 3,82 \cdot 63,825 = 345,188 \text{ MPa} \quad (6.6)$$

Kritická síla

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{L_R^2} \quad (6.7)$$

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 0,16^4}{64 \cdot 2,553^2} = 10229802,28 \text{ kN}$$

Koeficient bezpečnosti

$$k_v = \frac{F_{kr}}{F} \quad (6.8)$$

$$k_v = \frac{10229802,28}{1364} = 7499,855$$

Z výpočtu koeficientu bezpečnosti lze zjistit, že i při největším zdvihu pístnice, kdy dochází k namáhání na vzpěr, tak nedojde k překročení vzpěrné pevnosti. Tato skutečnost bude platit i v případech, kdy zatížení bude mnohem větší, neboť na druhou stranu dochází k menšímu zdvihu a tím i redukované délky.

Závěrem tedy lze říci, že hydromotor z hlediska vzpěrné pevnosti zaručeně vyhovuje.

6.2 Stanovení průtoku

Potřebný průtok vypočtu v závislosti na rychlosti vysouvání a rozměru pístu hydromotoru.

Plocha pístu

$$S_{s1} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,25^2}{4} = 0,0490 \text{ m}^2$$

Plocha mezikruží

$$S_{s2} = \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,25^2 - 0,16^2) = 0,0289 \text{ m}^2$$

Vysouvání pístnice

Vstupní průtok při vysouvání dvou hydromotorů

$$Q = S \cdot v \tag{6.9}$$

$$Q_1 = S_{s1} \cdot v_1 = 2 \cdot 0,0490 \cdot 0,01 = 9,8 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 58,8 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Výstupní průtok při vysouvání dvou hydromotorů

$$Q'_1 = S_{s2} \cdot v_1 = 2 \cdot 0,0289 \cdot 0,01 = 5,78 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 34,68 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Zasouvání pístnice

Vstupní průtok při zasouvání dvou hydromotorů

$$Q_2 = S_{s2} \cdot v_2 = 2 \cdot 0,0289 \cdot 0,0123 = 7,109 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 42,65 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Výstupní průtok při zasouvání dvou hydromotorů

$$Q'_2 = S_{s1} \cdot v_2 = 2 \cdot 0,049 \cdot 0,0123 = 1,205 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 72,324 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

Řídicí signál

Stanovení průtoku pro řídicí signál jednosměrných ventilů

Volím průměr potrubí 6 mm .

Průřez potrubí

$$S_p = \frac{\pi \cdot d_p^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,006^2}{4} = 2,827 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Rychlost proudění volím $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$Q_p = S_p \cdot v_p = 2,827 \cdot 10^{-5} \cdot 5 = 1,413 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 8,482 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$$

6.3 Potrubí

Příslušné průměry potrubí vypočtu podle zvolené doporučené rychlosti v jednotlivých větvích potrubního rozvodu.

Sací potrubí

V sacím potrubí se rychlost proudění volí obvykle v rozmezí $0,8\text{--}1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, volím $1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot v_s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,8 \cdot 10^{-4}}{1 \cdot \pi}} = 0,035 \text{ m} \cong 35,32 \text{ mm}$$

Tlakové potrubí

V tlakovém potrubí při pracovním tlaku do 20 MPa se doporučuje rychlost proudění kapaliny v rozsahu $5\text{--}6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, volím $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot v_T}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 9,8 \cdot 10^{-4}}{5 \cdot \pi}} = 0,0157 \text{ m} \cong 15,79 \text{ mm}$$

Zpětné potrubí

Ve zpětném potrubí se doporučuje volit rychlost proudění v rozsahu $2\text{--}4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, volím $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

$$d_z = \sqrt{\frac{4 \cdot Q'_2}{\pi \cdot v_z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,205 \cdot 10^{-3}}{3 \cdot \pi}} = 0,0226 \text{ m} \cong 22,61 \text{ mm}$$

Délky potrubí

$L_A = 6 \text{ m}$ – délka vedení mezi agregátem a řídicím blokem včetně všech případných tvarových spojů

$L_{P1} = 1 \text{ m}$ – délka vedení mezi řídicím blokem a hadicemi

$L_{P2} = 2,947 \text{ m}$ – délka potrubí mezi řídicím blokem a hadicemi do prostoru mezikruží

$L_H = 1 \text{ m}$ – délka připojovacích hadic

6.4 Proporcionální rozváděč

Pro spojité řízení směru a velikosti průtoku je do obvodu zařazen proporcionální jednostupňový rozváděč s integrovanou elektronikou. Na volbu vhodného rozváděče bude mít vliv především velikost využitelnosti řídicího signálu.

Návrh proporcionálního rozváděče

Rozváděč PARKER typ D3FB

Volím rozváděč typu D3FB. Potřebné parametry pro výpočet jsou uvedeny v tabulce 6.2, zbývající parametry jsou dány objednacím kódem ve specifikační listině.

Tab. 6.2 Parametry proporcionálního rozváděče [3]

Světlost DN [mm]	Maximální tlak [Mpa]	Jmenovitý průtok při $\Delta p = 0,5 \text{ MPa}$ na jedné řídicí hraně [dm ³ .min ⁻¹]
10	350	60

Výpočet tlakových spádů

$$Q_X = Q_{NOM} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_X}{\Delta p_{NOM}}} \quad (6.10)$$

kde

Q_X – výstupní průtok

Q_{NOM} – jmenovitý průtok

Δp_X – tlakový spád

Δp_{NOM} – jmenovitý tlakový spád

Sklápění ingotu

Tlakové spády při vysouvání

Tlakový spád na řídící hraně volím $\Delta p_{PR1} = 0,5 \text{ MPa}$

Pro průtok Q_1' (tlakový spád na druhé hraně)

$$\Delta p_{PR1}' = \Delta p_{NOM} \cdot \left(\frac{Q_1'}{Q_{NOM}} \right)^2 = 0,5 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{34,68 \cdot 6 \cdot 10^{-4}}{60 \cdot 6 \cdot 10^{-4}} \right)^2 = 0,167 \text{ MPa}$$

Výsledný tlakový spád při vysouvání

$$\Delta p_V = \Delta p_{PR1} + \Delta p_{PR1}' = 0,5 + 0,167 = 0,667 \text{ MPa}$$

Tlakový spád na hydrogenerátoru

$$\Delta p_G = \Delta p_V + \Delta p_{HMY} = 0,667 + 11,430 = 12,097 \text{ MPa}$$

Zpětné sklápění

Výsledný tlakový spád pro průtok Q_2

$$\Delta p_Z = \Delta p_G - \Delta p_{HMZ} = 12,097 - 0,629 = 11,468 \text{ MPa}$$

$$\Delta p_Z = \Delta p_{PR2} + \Delta p_{PR2}'$$

Pro průtok Q_2' (tlakový spád na druhé hraně)

$$\frac{Q_2'}{Q_2} = \sqrt{\frac{\Delta p_{PR2}}{\Delta p_{PR2}'}} = \sqrt{\frac{\Delta p_Z - \Delta p_{PR2}'}{\Delta p_{PR2}'}} = \sqrt{\frac{\Delta p_Z}{\Delta p_{PR2}'} - 1} \Rightarrow \left(\frac{Q_2'}{Q_2} \right)^2 = \frac{\Delta p_Z}{\Delta p_{PR2}'} - 1$$

$$\Delta p_{PR2}' \cdot \left(\frac{Q_2'}{Q_2} \right)^2 = \Delta p_2 - \Delta p_{PR2}'$$

$$\Delta p_{PR2}' = \frac{\Delta p_2}{1 + \left(\frac{Q_2'}{Q_2} \right)^2} = \frac{11,468 \cdot 10^6}{1 + \left(\frac{42,65 \cdot 6 \cdot 10^{-4}}{72,324 \cdot 6 \cdot 10^{-4}} \right)^2} = 8,513 \text{ MPa}$$

Tlakový spád na řídicí hraně

$$\Delta p_{PR2} = \Delta p_2 - \Delta p_{PR2}' = 11,468 - 8,513 = 2,955 \text{ MPa}$$

6.5 Hydrogenerátor

Jako zdroj tlakové energie volím axiální pístový regulační hydrogenerátor s nakloněnou deskou.

Výpočet geometrického objemu

Otáčky hydrogenerátoru volím 1455 ot.min^{-1}

$$V_g = \frac{Q_G}{n \cdot \eta_Q} \tag{6.11}$$

η_Q - průtokovou účinnost volím 0,95

$$V_g = \frac{Q_G}{n \cdot \eta_Q} = \frac{Q_1}{n \cdot \eta_Q} = \frac{9,8 \cdot 10^{-4} \cdot 60}{1455 \cdot 0,95} = 4,253 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 = 42,539 \text{ cm}^3$$

Návrh hydrogenerátoru

Hydrogenerátor PARKER typ PV063

Pro hydraulický pohon zařízení jsem navrhnul hydrogenerátor typu PV063 s regulací na konstantní tlak. Nejdůležitější potřebné parametry jsou uvedeny v tabulce 6.3, zbývající parametry jsou dány objednacím kódem ve specifikační listině.

Tab. 6.3 Parametry hydrogenerátoru [3]

Maximální geometrický objem [cm ³ .ot ⁻¹]	Průtok při 1500 ot.min ⁻¹ [dm ³ .min ⁻¹]	Maximální tlak [MPa]	Maximální otáčky [min ⁻¹]
63	94,5	42	2800

6.6 Elektromotor

Jako zdroj mechanické energie pro pohon hydrogenerátoru je zvolen střídavý asynchronní elektromotor SIEMENS se zvýšeným výkonem.

Výkon hydrogenerátoru

Pojistný tlak volím $\Delta p_{PV} = 21 \text{ MPa}$

η_M - mechanickou účinnost volím 0,89

Celková účinnost

$$\eta_C = \eta_M \cdot \eta_Q = 0,89 \cdot 0,95 = 0,85 \quad (6.12)$$

$$P_G = Q_G \cdot p_{PV} \cdot \eta_C \quad (6.13)$$

$$P_G = Q_G \cdot p_{PV} \cdot \eta_C$$

$$P_G = 9,8 \cdot 10^{-4} \cdot 21 \cdot 10^6 \cdot 0,85 = 17,493 \text{ kW}$$

Výkon zařízení

$$P = 2 \cdot F_1 \cdot v_1 \quad (6.14)$$

$$P = 2 \cdot 561101,344 \cdot 0,01 = 11,222 \text{ kW}$$

Příkon hydrogenerátoru

$$P_p = \frac{P_G}{\eta_M} = \frac{17493}{0,85} = 20,580 \text{ W} \quad (6.15)$$

Celková účinnost systému

$$\eta_C = \frac{P}{P_p} = \frac{11,222}{20,580} = 54,52 \%$$

6.7 Nádrž

Zásoba pracovní kapaliny bude řešena pomocí svařované ocelové nádrže. Nádrž opatřena bude vybavena stavoznakem pro kontrolu hladiny kapaliny a odnímatelným krytem pro možnost čištění nádrže. Nádrž bude k rámu umístěna v poloze nad hydrogenerátorem, na níž budou upevněny následující komponenty:

- pojistný blok
- zpětný filtr
- pilotní ventil
- chladič pracovní kapaliny
- kontrolní manometr

Užitečný objem nádrže se u stacionárních hydraulických soustav volí:

$$V_N = (2 \div 4) \cdot Q_G \quad (6.16)$$

$$V_N = 3 \cdot 9,8 \cdot 10^{-4} \cdot 60 \cdot 10^3$$

$$V_N = 176,4 \text{ dm}^3$$

Volím tedy nádrž o objemu $V_N = 180 \text{ dm}^3$

Půdorysné rozměry nádrže volím na s ohledem na rozměry spojení elektromotoru s hydrogenerátorem, výškový rozměr je zvolen na základě rezervní kapacity nádrže.

Volím tedy nádrž o rozměrech 600 x 1100 x 450

Celkový objem nádrže potom bude:

$$V_C = a \cdot b \cdot c = 600 \cdot 1100 \cdot 450 = 297 \cong 300 \text{ dm}^3 \quad (6.17)$$

6.8 Chlazení pracovní kapaliny

Výpočet chlazení vychází ze ztrátového výkonu, který se přemění v tepelnou energii. Teplo se odvádí převážně teplosměnnou plochou nádrže. Pokud však tento odvod

tepelného toku je nedostatečný, je nutné nainstalovat do systému nucené chlazení pomocí chladiče.

Ztrátový výkon

$$\Phi = P_Z = P_P \cdot (1 - \eta_C) \quad (6.18)$$

$$\Phi = 20580 \cdot (1 - 0,545) = 9,363 \text{ kW}$$

Tepelný tok odvedený nádrží

Teplosměnná plocha nádrže

$$v = \frac{V_N}{a \cdot b} = \frac{180 \cdot 10^{-3}}{0,6 \cdot 1,1} = 0,272 \text{ m}$$

$$S_N = a \cdot b + 2 \cdot a \cdot v + 2 \cdot b \cdot v \quad (6.19)$$

$$S_N = 0,6 \cdot 1,1 + 2 \cdot 0,6 \cdot 0,272 + 2 \cdot 1,1 \cdot 0,272 = 1,584 \text{ m}^2$$

Teplotu pracovní kapaliny volím $t = 60^\circ\text{C}$

Teplotu okolí volím $t_0 = 35^\circ\text{C}$

Součinitel prostupu tepla nádrží volím $k = 16 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$

$$\Phi_N = S_N \cdot k \cdot (t - t_0) = 1,584 \cdot 16 \cdot (60 - 35) = 633,92 \text{ W} \quad (6.20)$$

Tepelný tok odvedený chladičem

$$\Phi_{CH} = \Phi - \Phi_N = 9363 - 633,92 = 8729,08 \text{ W} \quad (6.21)$$

Měrný chladicí výkon chladiče

$$P_{CH} = \frac{\Phi_{CH}}{(t - t_0)} = \frac{8729,08}{(60 - 35)} = 349,163 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1} \quad (6.22)$$

7. Tlakové ztráty

Místní tlakové ztráty jednotlivých prvků z hlediska jejich velikosti jsou v hydraulickém systému prioritní a proto při stanovení jejich hodnot je třeba jim věnovat dostatečnou pozornost.

7.1 Třecí ztráty

Ztráty pro tlakové potrubí

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2} \cdot \rho \quad (7.1)$$

Reynoldsovo číslo

$$\text{Re}_T = \frac{v_T \cdot d_T}{\nu} \quad (7.2)$$

$$\text{Re}_T = \frac{5 \cdot 0,016}{48 \cdot 10^{-6}} = 1666,666 < 2320 \Rightarrow \text{laminární proudění}$$

$$\lambda_T = \frac{64}{\text{Re}_T} = \frac{64}{1666,666} = 0,0384 \quad (7.3)$$

$$\Delta p_T = \lambda_T \cdot \frac{L_A + L_{P1} + L_{P2} + 4 \cdot L_H}{d_T} \cdot \frac{v_T^2}{2} \cdot \rho = 0,0384 \cdot \frac{6 + 1 + 2,947 + 4 \cdot 1}{0,016} \cdot \frac{5^2}{2} \cdot 921$$

$$\Delta p_T = 0,385 \text{ MPa}$$

Ztráty pro zpětné potrubí

Reynoldsovo číslo

$$\text{Re}_Z = \frac{v_Z \cdot d_Z}{\nu} = \frac{3 \cdot 0,023}{48 \cdot 10^{-6}} = 1437,5 < 2320 \Rightarrow \text{laminární proudění}$$

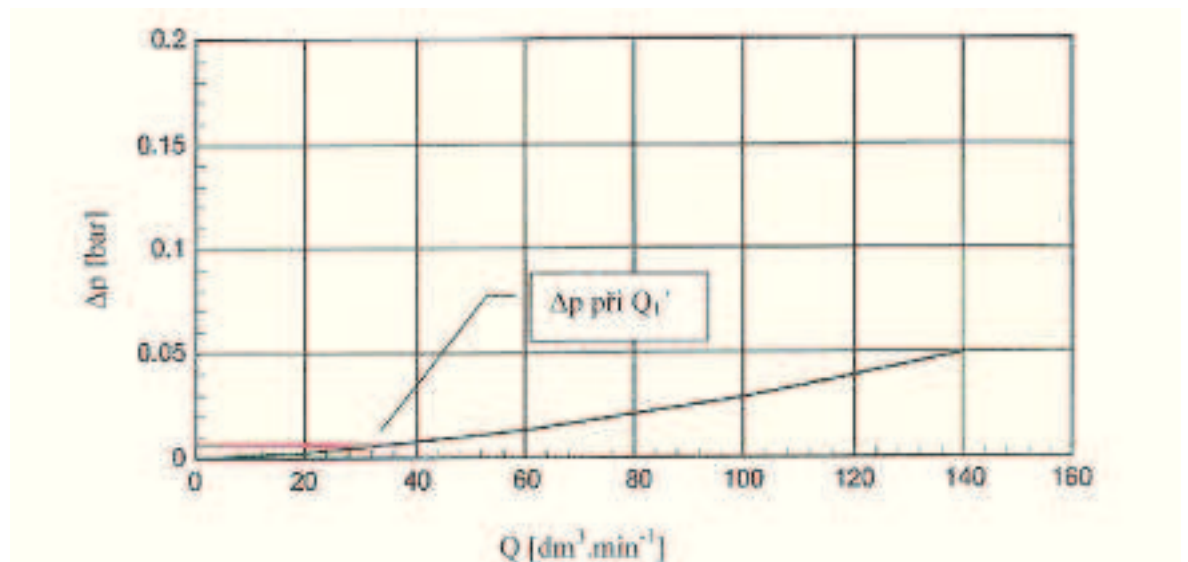
$$\lambda_Z = \frac{64}{\text{Re}_Z} = \frac{64}{1437,5} = 0,0445$$

$$\Delta p_Z = \lambda_Z \cdot \frac{L_A}{d_Z} \cdot \frac{v_Z^2}{2} \cdot \rho = 0,0445 \cdot \frac{6}{0,023} \cdot \frac{3^2}{2} \cdot 921 = 0,486 \text{ MPa}$$

7.2 Místní ztráty

Místní tlakové ztráty určíme na základě uvedených hodnot v katalogových listech příslušných hydraulických prvků, případně je určíme odečtením z grafického znázornění závislosti tlakového spádu na průtoku.

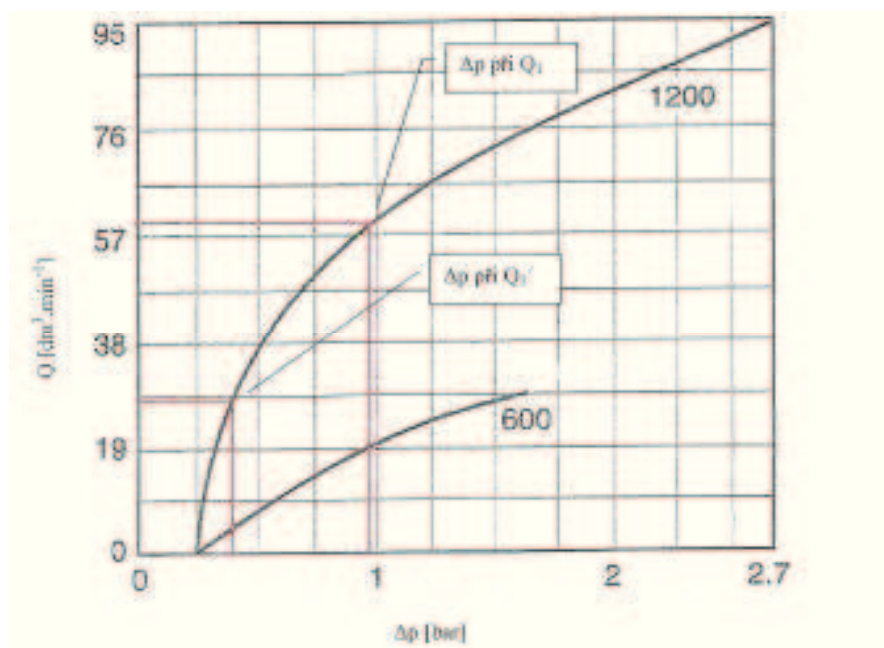
Určení tlakového spádu filtru



Obr. 7.1 $\Delta p - Q$ charakteristika filtru PARKER [3]

Odečtením z grafu dostáváme tlakový spád $\Delta p_F = 0,0007 \text{ MPa}$

Určení tlakového spádu jednosměrného ventilu Δp_{VJ}

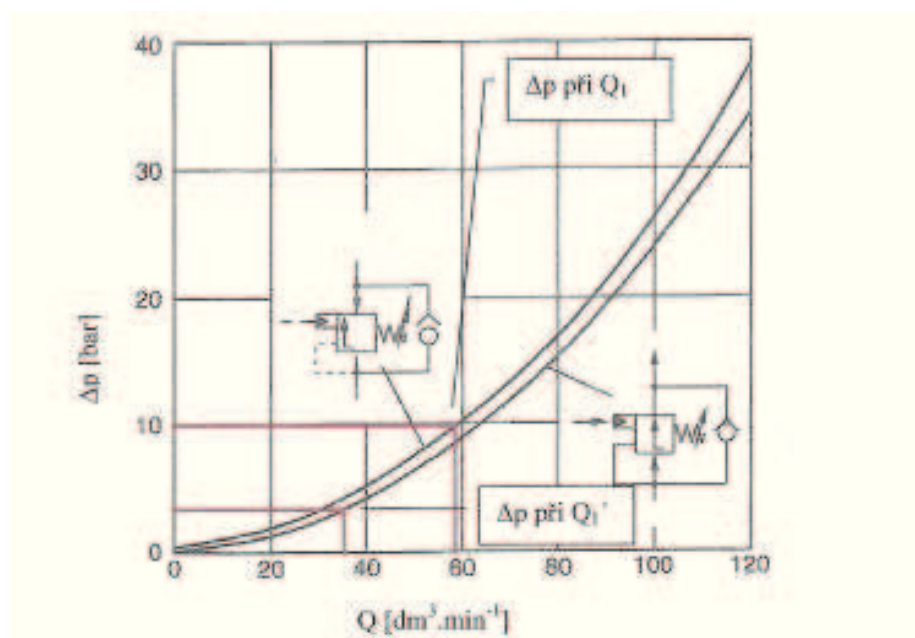


Obr. 7.2 $\Delta p - Q$ charakteristika jednosměrného ventilu PARKER [3]

Odečtením z grafu dostáváme výsledný tlakový spád

$$\Delta p_{VJ} = 2 \cdot \Delta p_{VJ1} + 2 \cdot \Delta p_{VJ2} = 2 \cdot 0,38 + 2 \cdot 0,95 = 0,266 \text{ MPa}$$

Určení tlakového spádu jednosměrného ventilu



Obr. 7.3 $\Delta p - Q$ charakteristika brzděného ventilu PARKER [3]

Odečtením z grafu dostáváme výsledný tlakový spád

$$\Delta p_{VB} = \Delta p_{VB1} + \Delta p_{VB2} = 10 + 5 = 1,5 \text{ MPa}$$

Jednotlivé místní tlakové ztráty jsou shrnuty v tabulce 7.1

Tab. 7.1 Tabulka místních tlakových ztrát

filtr Δp_F [MPa]	brzděný ventil Δp_{VB} [MPa]	rozdávěč Δp_V [MPa]	chladič Δp_{CH} [MPa]	hydromotor Δp_{HM1} [MPa]	zpětný ventil Δp_{VJ} [MPa]
0,0007	1,5	0,667	0,3	11,430	0,266

Výsledné místní tlakové ztráty

$$\begin{aligned} \Delta p_{CM} &= \Delta p_{HM1} + \Delta p_V + \Delta p_F + \Delta p_{VB} + \Delta p_{VJ} + \Delta p_{CH} \\ \Delta p_{CM} &= 11,430 + 0,667 + 0,0007 + 1,5 + 0,266 + 0,3 \\ \Delta p_{CM} &= 14,163 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Výsledné tlakové ztráty

$$\Delta p_V = \Delta p_T + \Delta p_Z + \Delta p_{CM} = 0,385 + 0,486 + 14,163 = 15,034 \text{ MPa}$$

8. Analýza dynamického chování pohonu

Výpočet dynamických parametrů bude vyjadřovat dynamické chování hydraulického systému zejména jeho rozběh a brždění. Hmotná zátěž (včetně hmotnosti pístu a pístnice) spolu se stlačitelnou kapalinou v hydromotoru a přívodních vedení tvoří kmitavý systém. Vlastní frekvence tohoto kmitavého systému je:

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (8.1)$$

8.1 Výpočet redukované hmotnosti

Momenty zatěžujících sil nahradím jedním momentem na příslušném rameni

Rameno momentu

$$G_C \cdot x = G_I \cdot I_X + G_S \cdot S_X \Rightarrow x = \frac{G_I \cdot I_X + G_S \cdot S_X}{G_I + G_S} = \frac{461070 \cdot 1,73 + 127530 \cdot 0,785}{461070 + 127530}$$
$$x = 1,525 \text{ m}$$

Výsledný moment celkové tíhy

$$M = G_C \cdot x = (461070 + 127530) \cdot 1,525 = 897762,2 \text{ Nm}$$

Úhlové zrychlení celkové tíhy vzhledem k ose otáčení

$$\varepsilon = \frac{g}{x} = \frac{9,81}{1,525} = 6,431 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

Zrychlení redukované síly

Pro výpočet zrychlení je nutné sílu F_I rozložit do dvou pravoúhlých složek na síly F_{1X} a F_{1Y} a zjistit tak tečné resp. normálové zrychlení.

$$F_{hy} = F_h \cdot \sin \varphi = 1122202,69 \cdot \sin 45^\circ = 793517,132 \text{ N}$$

$$F_{hx} = F_h \cdot \sin \varphi = 1122202,69 \cdot \cos 45^\circ = 793517,132 \text{ N}$$

Tečné zrychlení

$$a_T = \varepsilon \cdot R = 6,431 \cdot 1,131 = 7,273 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (8.2)$$

Výsledné zrychlení

$$\sin \varphi = \frac{a_T}{a} \Rightarrow a = \frac{a_T}{\sin \varphi} = \frac{7,273}{\sin 45^\circ} = 10,286 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Pro klidový stav musí platit rovnováha momentů sil

$$F_h \cdot c = G_C \cdot x \Rightarrow m_{RED} \cdot a \cdot c = (m_I + m_S) \cdot g \cdot x$$

Redukovaná hmotnost

$$m_{RED} = \frac{(m_I + m_S) \cdot g \cdot x}{a \cdot c} = \frac{(47000 + 13000) \cdot 9,81 \cdot 1,525}{10,286 \cdot 0,8} = 109082,126 \text{ kg}$$

8.2 Výpočet výsledné tuhosti

Pro případ tlakové kompenzace je tuhost na straně pístu považována za konstantní a platí pro něj následující vztah:

$$k = \frac{S_R^2 \cdot K}{S_R \cdot h + V_{L2}} \quad (8.3)$$

Celková plocha mezikruží

$$S_R = 2 \cdot S_{S2} = 2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) = \frac{\pi}{2} \cdot (0,25^2 - 0,16^2) = 0,0579 \text{ m}^2$$

Objem kapaliny v hadicích

$$V_H = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_H^2}{4} \cdot L_H = \frac{\pi \cdot 0,016^2}{2} \cdot 1 = 4,021 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Objem kapaliny v potrubí mezi rozváděčem a hadicemi do prostoru mezikruží

$$V_M = \frac{\pi \cdot d_M^2}{4} \cdot L_M = \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} \cdot 2,947 = 5,925 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Celkový objem přívodního potrubí

$$V_C = V_H + V_M = (4,021 + 5,925) \cdot 10^{-4} = 9,946 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Výsledná tuhost

$$k = \frac{S_R^2 \cdot K}{S_R \cdot H + V_C} = \frac{0,0579^2 \cdot 2 \cdot 10^9}{0,0579 \cdot 1,6 + 9,946 \cdot 10^{-4}} = 71606222,49 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

8.3 Vlastní frekvence

$$f_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{k}{m_{RED}}} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{71606222,49}{109082,126}} = 4,077 \text{ Hz}$$

V řídicích systémech s tlakovou kompenzací by vlastní frekvence neměla poklesnout pod hodnotu 4 Hz

Vlastní kruhová frekvence

$$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f_0 = 2 \cdot \pi \cdot 4,077 = 25,616 \text{ s}^{-1} \quad (8.4)$$

Určení rozběhu a brždění hydromotoru

Doba pro rozběh resp. brždění se volí podle následující rovnice

$$t_{R,B} = \frac{18}{\omega_0} = \frac{18}{25,616} = 0,702 \text{ s} \quad (8.5)$$

Z tabulky [7] volím čas rozběhu (brždění) $t_{R,B} = 0,6 \text{ s}$ pro $\omega_0 = 30 \text{ s}^{-1}$

Ustálená doba chodu hydromotoru při vysouvání je

$$t_1 = t_R + t_U + t_B \Rightarrow t_U = t_1 - t_R - t_B = 160 - 0,6 - 0,6 = 158,8 \text{ s}$$

Ustálená rychlost

$$H = \frac{1}{2} \cdot v_U \cdot t_R + t_U + \frac{1}{2} \cdot v_U \cdot t_B \Rightarrow v_U = \frac{H}{\frac{1}{2} \cdot t_R + t_U + \frac{1}{2} \cdot t_B} \quad (8.6)$$

$$v_U = \frac{1,6}{\frac{1}{2} \cdot 0,6 + 158,8 + \frac{1}{2} \cdot 0,6} = 0,0100 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Zrychlení

$$a_1 = \frac{v_U}{t_R} = \frac{0,0100}{0,6} = 0,016 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (8.7)$$

Z provedených výpočtů vyplývá, že podmínka minimální vlastní frekvence je pro polohu zasunuté pístnice (při nejnižší hydraulické tuhosti) splněna. Časy zrychlení a zpomalení jsou vypočteny na základě empirického vztahu a jsou závislé na hodnotě vlastní kruhové frekvence.

Závěr

V diplomové práci jsem se zabýval nalezením možných alternativ a výběrem vhodné varianty pro zadanou problematiku. Volba způsobu řešení vycházela z přímé závislosti na zadaném tématu diplomové práce.

Při návrhu hydraulického obvodu jsem vycházel ze zadaných hodnot, pro něž jsem provedl potřebné výpočty a volby pro návrh jednotlivých komponentů vybraných z uvedených zdrojů. Hlavními parametry určujícími volbu jednotlivých prvků hydraulického obvodu je zatěžující síla a požadovaná doba překlápění.

Při konstrukci hydraulického obvodu jsem se v první řadě zabýval volbou přímočarého hydromotoru, který zaručí potřebné požadavky. Bylo nutné brát ohled na charakter zatížení a na kinematiku pohybu při funkci zařízení. V závislosti na této funkci se také odvíjel návrh hydrogenerátoru, který byl zvolen jako regulační s regulací na konstantní tlak. Předností jeho použití mimo jiné bylo také snížení energetických ztrát. Pro zajištění potřebné rychlosti a směru při funkci zařízení, byl zvolen proporcionální rozváděč, který svou konstrukcí přispívá ke snížení tlakových špiček a tlakových rázů zejména při rozběhu zařízení s plnou zátěží.

Nemalý ohled musel být brán také na volbu prvků zajišťujících bezpečnost. Proto bylo použito brzdných ventilů a externě řízených jednosměrných ventilů, které zajišťují bezpečnost při překlápění ingotu ve spojení se změnou smyslu zatížení a při nebezpečí pádu hmotné zátěže pro případ náhlé ztráty tlakového zdroje.

V závěru diplomové práce jsem věnoval pozornost výpočtům a kontrole navrhnutého obvodu z hlediska jeho dynamického chování. Zde bylo důležité zjistit vlastní frekvenci systému a stanovit tak budicí frekvenci řídicího signálu proporcionálního rozváděče stejně jako časy rozběhu a brždění zařízení. Hlavním důvodem je minimalizovat nebezpečí vzniku stavu rezonance, tedy rozkmitání celého systému.

Přílohou diplomové práce je schéma hydraulického obvodu, blokové schéma a konstrukční výkres hydromotoru s připojeným řídicím blokem.

Tímto bych chtěl poděkovat doc. Ing. Bohuslavu Pavlokoví CSc. za laskavou pomoc a cenné připomínky, podněty a rady při tvorbě této diplomové práce.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy díl 2*. Ostrava : VŠB – TUO, 2008. 139 s. ISBN 978 – 80 – 248 – 1827 – 6.
- [2] KOPÁČEK, J.; PAVLOK, B. *Tekutinové mechanismy*. Ostrava : VŠB – TUO, 1998. 151s. ISBN 80 – 7078 – 238 – 2.
- [3] JANALÍK, J.; ŠTÁVA, P. *Mechanika tekutin*. Ostrava : VŠB – TUO, 2002. 125 s. ISBN 80 – 248 – 0038 – 1.
- [4] PIVOŇKA, J. *Tekutinové mechanismy*. Praha : SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1987. 623 s.
- [5] LEINVEBER, J.; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. Úvaly : ALBRA, 2006. 914 s. ISBN 80 – 7361 – 033 – 7.
- [6] PAVLOK, B.; HRUŽÍK, L.; BOVA, M. *Hydraulická zařízení strojů*. Ostrava : VŠB – TUO, 2007. 115 s. [online], 2011 [cit. 2011-05-05]. Dostupné z <http://www.338.vsb.cz/>
- [7] DÖRR, H.; EWALD, R.; HUTTER, J. *Příručka hydrauliky*. 2.svazek, Lohr am Main : MANNESMANN REXROTH GMBH, 1986. 234 s. ISBN 3 – 8023 – 0898 – 0

Firemní literatura

- [1] HYDRAULICS s.r.o.: *Přímočaré hydromotory*. [online], 2011 [cit. 2011-05-05]. Dostupné z <http://www.hydraulic.cz/>
- [2] HENNLICH INDUSTRIETECHNIK s.r.o.: *Těsnění*. [online], 2011 [cit. 2011-05-05]. Dostupné z <http://www.hennlich.cz/>
- [3] PARKER.: *Katalog hydraulických prvků*. [online], 2011 [cit. 2011-05-05]. Dostupné z <http://www.parker.com/>
- [4] PRŮMYSLOVÉ OLEJE.: *Hydraulické oleje a kapaliny*. [online], 2011 [cit. 2011-05-05]. Dostupné z <http://olejesservis.cz>
- [5] HANSA – FLEX .: *Manometry*. [online], 2011 [cit. 2011-05-05]. Dostupné z <http://www.cz.hansa-flex.com/>
- [6] SIEMENS.: *Elektromotory*. [online], 2011 [cit. 2011-05-05]. Dostupné z <http://www.elektromotory.net>

- [7] OLEAR.: *Vzduchové chladiče*. [online], 2011 [cit. 2011-05-05]. Dostupné z <http://olear.cz/>
- [8] KONCAD.: *Doprava a manipulace s materiálem*. [online], 2011 [cit. 2011-05-05]. Dostupné z <http://firemniweb.kx.cz/>
- [9] ŽĎAS.: *Manipulační zařízení*. [online], 2011 [cit. 2011-05-05]. Dostupné z <http://www.zdas.cz/>